

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 01058861 A

(43) Date of publication of application: 06.03.89

(51) Int. Cl

**F16H 47/06****F16H 5/40****F16H 45/02**

(21) Application number: 62214393

(71) Applicant: MAZDA MOTOR CORP

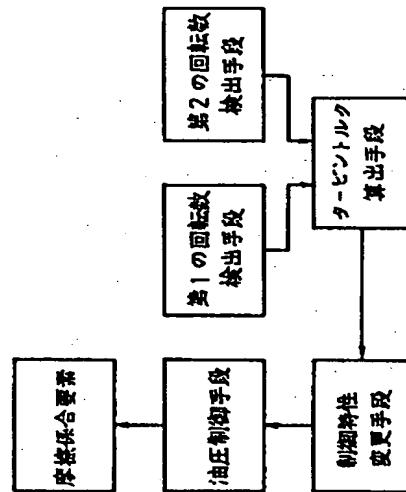
(22) Date of filing: 28.08.87

(72) Inventor: FUJIWARA TAKUJI  
MISHIMA HIDEHIKO**(54) HYDRAULIC CONTROLLER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION****(57) Abstract:**

**PURPOSE:** To perform proper shift operation without entailing a large shift shock by varying working hydraulic pressure to be fed to a frictional engaging element according to the generated torque of a turbine runner.

**CONSTITUTION:** Generated torque out of a turbine runner of a torque converter is calculated by a calculating device on the basis of engine speed and revolution speed of the turbine runner to be detected by both first and second speed detecting devices. According to this calculation, a control characteristic altering device alters a control characteristic in working hydraulic pressure supply to a frictional engaging device or a clutch brake of a shift mechanism through a hydraulic control device. With this constitution, smooth shift operation is performed without entailing a large shift shock, while working hydraulic pressure for holding a frictional engaging element in a state after the engaging state is selected can be set to the irreducible minimum. Therefore driving load on an oil pump is also reduced, thus improvement in fuel consumption is well promotable.

COPYRIGHT: (C)1989,JPO&amp;Japio



## ⑪ 公開特許公報 (A)

昭64-58861

⑫ Int.Cl.<sup>4</sup>F 16 H 47/06  
5/40  
45/02

識別記号

厅内整理番号

⑬ 公開 昭和64年(1989)3月6日

F-8312-3J  
Z-7331-3J  
P-8312-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全12頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機の油圧制御装置

⑮ 特願 昭62-214393

⑯ 出願 昭62(1987)8月28日

⑰ 発明者 藤原 卓治 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
 ⑱ 発明者 三島 英彦 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
 ⑲ 出願人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
 ⑳ 代理人 弁理士 神原 貞昭

## 明細書

## 油圧制御装置

## 1. 発明の名称

自動変速機の油圧制御装置

## 2. 特許請求の範囲

自動変速機における変速動作を行う摩擦係合要素と、該摩擦係合要素に予め定められた制御特性に従って作動油圧を供給する油圧制御手段と、上記自動変速機が付設されたエンジンの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第1の回転数検出手段と、上記自動変速機に備えられたトルクコンバータにおけるターピンランナーの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第2の回転数検出手段と、上記第1の回転数検出手段の検出出力と上記第2の回転数検出手段の検出出力とに基づいて、上記ターピンランナーの発生トルクを算出するターピントルク算出手段と、該ターピントルク算出手段の算出出力に応じて、上記油圧制御手段に、上記摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせる制御特性変更手段と、を具備して構成される自動変速機の

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

本発明は、自動車等に備えられる自動変速機の動作を、油圧を利用して制御するようにされた自動変速機の油圧制御装置に関する。

## (従来の技術)

自動車に備えられる自動変速機として、ポンプインペラー、ターピンランナー及びステータ等から成るトルクコンバータと、このトルクコンバータのターピンランナーに接続される多段歯車式の変速機構とを組合せて構成されたものが汎用されている。斯かる自動変速機には、通常、油圧回路部を主要構成部とする油圧制御装置が付設され、この油圧制御装置により、変速機構におけるクラッチ、ブレーキ等の油圧作動式の摩擦係合要素の係合状態の切り換えが行われ、それによって自動変速機の変速動作が行われる。

このような油圧制御装置が付設された自動変速機においては、その変速動作が行われる際には、

例えば、特開昭56-10851号公報や特公昭62-19780号公報にも示される如く、通常、エンジンにより駆動されるオイルポンプから得られる作動油圧が、レギュレータバルブにより、エンジンの吸気通路に配されたスロットルバルブの開度（スロットル開度）に応じたものに調圧されて油圧制御バルブに導かれ、その油圧制御バルブによって摩擦係合要素に供給する作動油圧が所定の制御特性に従って調圧される。その場合、例えば、油圧制御バルブの開弁期間あるいは開度等が、コントロールユニットから当該油圧制御バルブに供給される駆動バルス信号のバルス占有率に応じて変化せしめられ、それにより、斯かる作動油圧  $P_x$  が、例えば、横軸に時間  $t$  がとられてあらわされる第11図に示される如くに変化せしめられる。

第11図において、摩擦係合要素に供給される作動油圧  $P_x$  は、摩擦係合要素の保合状態が急激に切り換えられると大なる変速ショックが発生する度があるので、変速動作を開始すべき時点  $t_1$  以後、摩擦係合要素が半保合状態となる所定の値

$P_1$  に達するまでは急速に増大せしめられ、値  $P_1$  に達した時点  $t_1$  以後、予め定められた一定の期間  $H_v$  が経過する時点  $t_2$  までは、値  $P_1$  のままもしくはそれから微増せしめられ、期間  $H_v$  内において、摩擦係合要素は保合状態となる。そして、時点  $t_2$  以後は、摩擦係合要素を保合状態で確実に保持すべく、作動油圧  $P_x$  がレギュレータバルブから得られるライン圧の値とされる所定の値  $P_2$  まで急速に増大せしめられる。このように摩擦係合要素に供給される作動油圧  $P_x$  が調圧されることにより、作動油圧  $P_x$  の変化が比較的小なるものとされる期間  $H_v$  において、摩擦係合要素が半保合状態から保合状態へと徐々に変化せしめられ、その期間が変速ショックを和らげる緩衝期間とされるので、然程大なる変速ショックを生じさせることなく、摩擦係合要素を保合状態に円滑に移行させることができるとともに、摩擦係合要素が保合状態とされた後においては、作動油圧  $P_x$  が、比較的高い油圧のもとで保持されるので、それに滑り等が発生することを防止することがで

きる。

#### (発明が解決しようとする問題点)

ところで、自動変速機においては、それに付設されたトルクコンバータが果たすトルク増大作用に起因して、上述の如くの変速動作を行う変速機構に伝達されるトルクが、エンジンの発生トルクに必ずしも対応するものではなくなる。即ち、変速機構に伝達されるトルクは、トルクコンバータにおけるターピンランナーの発生トルク（ターピントルク）に対応するものとされ、ターピントルクは、エンジンの発生トルクに対して、エンジン回転数に等しいものとされるポンプインペラの回転数（ポンプ回転数）に対するターピンランナーの回転数（ターピン回転数）の比であらわされる速度比に応じて変化するものとされる。そのため、上述の如くに、摩擦係合要素に供給される作動油圧を、スロットル開度に応じて調圧するようになされた自動変速機の油圧制御装置にあっては、摩擦係合要素に供給される作動油圧が必ずしも変速機構に伝達されるターピントルクに対応するも

のではなくなる。そして、摩擦係合要素の保合状態を切り換える作動油圧の値がターピントルクに対応する値より過小である場合には、摩擦係合要素の保合状態の切り換えが、第11図における時点  $t_1$  から時点  $t_2$  の間の期間  $H_v$  では行われず、第11図における時点  $t_1$  以後において比較的高い油圧のもとで急激に行われることになって大なる変速ショックが発生し、それがターピントルクに対応する値より過大である場合には、摩擦係合要素の保合状態の切り換えが上述の時点  $t_1$  後において急激に行われることになって大なる変速ショックが発生する。

また、摩擦係合要素を保合状態で保持する作動油圧の値がターピントルクに対応する値より過小である場合には、摩擦係合要素に滑りが生じてそれが焼き付いてしまう症が生じ、作動油圧の値がターピントルクに対応する値より過大である場合には、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を小とすることができるにも関わらず、それがなされないことになって、燃費の向

上等が効果的に図られない處がある。

しかしながら、従来においては、ターピントルクを考慮して摩擦係合要素に供給する作動油圧を制御するようにされた自動変速機の油圧制御装置は見当たらない。

斯かる点に鑑み本発明は、摩擦係合要素に供給される作動油圧をターピントルクに対応させて変化させることにより、大なる変速ショックを伴うことなく、円滑な変速動作を行うことができるとともに、摩擦係合要素をその保合状態が切り換えられた後の状態で保持する作動油圧を必要最小限のものとして、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小することができるようになされた、自動変速機の油圧制御装置を提供することを目的とする。

#### (問題点を解決するための手段)

上述の目的を達成すべく本発明に係る自動変速機の油圧制御装置は、第1図にその基本構成が示される如く、自動変速機における変速動作を行う摩擦係合要素と、その摩擦係合要素に予め定めら

れる油圧制御手段に摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせるようにされる。

このようにされることにより、摩擦係合要素に供給される作動油圧がターピンランナーの発生トルクに応じたものとされるので、大なる変速ショックを伴うことなく円滑な変速動作が行われるとともに、摩擦係合要素をその保合状態が切り換えられた後の状態で保持するための作動油圧が必要最小限のものとされて、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷が可及的に小され、燃費の向上等が図られることになる。

#### (実施例)

以下、本発明の実施例を図面を参照して説明する。

第2図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置の一例を、それが適用された、自動車に搭載されたエンジンとともに示す。

第2図においてエンジン5は、例えば、4つの気筒6を有し、それらの気筒6には、アクセルペ

踏板に連動するスロットルバルブ11が配設された吸気通路7を通じて混合気が供給され、気筒6内に供給された混合気は、点火系の作動によって燃焼せしめられて排気通路8に排出される。また、エンジン5には、スロットル開度を検出するスロットル開度センサ51が付設されている。スロットル開度センサ51は、スロットル開度に応じた出力を発生するボテンショメータを有するものとされ、このボテンショメータから得られる出力が、検出信号Suとしてスロットル開度センサ51から後述されるコントロールユニット100に供給される。

#### (作用)

上述の如くの構成を有する本発明に係る自動変速機の油圧制御装置においては、制御特性変更手段が、ターピントルク算出手段の算出出力があらわすターピンランナーの発生トルクに応じて、油

圧制御手段に摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせるようになされる。スロットルバルブ11が配設された吸気通路7を通じて混合気が供給され、気筒6内に供給された混合気は、点火系の作動によって燃焼せしめられて排気通路8に排出される。また、エンジン5には、スロットル開度を検出するスロットル開度センサ51が付設されている。スロットル開度センサ51は、スロットル開度に応じた出力を発生するボテンショメータを有するものとされ、このボテンショメータから得られる出力が、検出信号Suとしてスロットル開度センサ51から後述されるコントロールユニット100に供給される。

エンジン5は、混合気の燃焼によって回転し、その発生トルクが、自動変速装置15を含んで構成される動力伝達路を介して図示されない自動車の駆動輪に伝達される。自動変速装置15は、後述されるトルクコンバータ12と多段歯車式変速機構20とそれらの制御に用いられる作動油圧を形成する油圧回路部30とを有するものとされている。

第2図において示されるトルクコンバータ12及び多段歯車式変速機構20は、第3図に示される如くの構成とされる。

第3図において、エンジン5の出力軸とされるクラシックシャフト5aには、トルクコンバータ12のポンプインペラ14が連結されるとともに、ポンプ駆動シャフト16を介してオイルポンプ50の回転軸が連結されている。トルクコンバータ12のタービンランナ18は、中空のタービンシャフト17を介して多段歯車式変速機構20に連結されるとともに、ロックアップクラッチ22を介してクラシックシャフト5aに連結され、トルクコンバータ12のステータ13とトルクコンバータ12のケース21との間にはワンウェイクラッチ19が介装されており、ステータ13が、ポンプインペラ14及びタービンランナ18と同方向に回転するようになされている。

多段歯車式変速機構20は、前進4段後退1段を得るためのプラネタリギヤユニット24を備えている。プラネタリギヤユニット24は、小径サ

ンギヤ25、大径サンギヤ26、ロングピニオンギヤ27、ショートピニオンギヤ28、及び、リングギヤ29を有するものとされる。小径サンギヤ25とタービンシャフト17との間には、前進走行用のフォワードクラッチ31とコーストクラッチ33とが並設され、小径サンギヤ25とフォワードクラッチ31との間にはワンウェイクラッチ32が介装されている。大径サンギヤ26とタービンシャフト17との間には、後退走行用のリバースクラッチ35が設けられるとともに、2-4ブレーキ36が配設されている。2-4ブレーキ36は、大径サンギヤ26に連結されたブレーキドラム36aとこのブレーキドラム36aを締め付けるブレーキバンド36bとを有するものとされている。また、ロングピニオンギヤ27とタービンシャフト17との間には3-4クラッチ38が設けられ、ロングピニオンギヤ27はキャリア39及びワンウェイクラッチ41を介して変速機ケース42に連結され、キャリア39と変速機ケース42はローリバースブレーキ44により保

留されるようになされている。そして、リングギヤ29はアウトプットシャフト45を介してアウトプットギヤ47に連結されている。

斯かる構成を有する多段歯車式変速機構20においては、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33、リバースクラッチ35、2-4ブレーキ36、3-4クラッチ38及びローリバースブレーキ44を、夫々、適宜選択作動させることにより、Pレンジ(パークリングレンジ)、Rレンジ、Nレンジ、Fレンジ(フォワードレンジ)を構成するDレンジ、2レンジ及び1レンジの各レンジと、Fレンジにおける1速～4速の変速段とを得ることができる。それら各レンジ及び変速段を得るために各クラッチ及びブレーキの作動関係と、各レンジ及び変速段が得られるときにおけるワンウェイクラッチ32及び41の作動状態とを表1に示す。なお、各クラッチ及びブレーキのうち、2-4ブレーキ36は、供給側と排出側の2つの油室を有し、供給側の油室に作動油圧が供給されるとともに、排出側の油室から作動油圧が排

除されたときのみ締結状態をとり、他の作動油圧供給状態では解放状態をとるものとされ、2-4ブレーキ36以外の各クラッチ及びブレーキは、夫々、1つの油室のみを有し、その油室に作動油圧が供給されたとき締結状態をとり、その油室から作動油圧が排除されたとき解放状態をとるものとされる。

表1

		クラッチ				ブレーキ	ワンウェイクラッチ		
レンジ	変速段	31	33	38	35	36	44	32	41
P	-								
R	-				○	○			
N	-								
D	1速	○						○	○
	2速	○	○			○		○	
	3速	○	○	○				○	
	4速								

	4速	○	○	○	△	
2	1速	○				○ ○
	2速	○	○	○	○	
	3速	○	○	○		○
1	1速	○	○		○	○
	2速	○	○		○	○

(○は締結状態をあらわし、△は作動はしているが、動力伝達には関わりないことをあらわす。)

表1に示される如くの作動関係をもって、各クラッチ及びブレーキを作動させる作動油圧は、コントロールユニット100の制御を受ける油圧回路部30において形成される。

コントロールユニット100には、第2図に示される如く、前述のスロットル開度センサ51から得られる検出信号S<sub>u</sub>の他に、ターピンランナ18の回転数(ターピン回転数)を検出するターピン回転数センサ52から得られる検出信号S<sub>t</sub>、

S<sub>6</sub>に供給するようされる。それにより、フォワードクラッチ31、コストクラッチ33、リバースクラッチ35、2-4ブレーキ36、3-4クラッチ38及びローリバースブレーキ44が、表1に示される如くに、選択的に締結状態もしくは解放状態にされ、所望の変速レンジ及び変速段が得られる。

コントロールユニット100の制御を受ける油圧回路部30の具体構成は、例えば、第4図に示される如くのものとされる。第4図は、油圧回路部30のうちの、主として3-4クラッチ38に供給される作動油圧の制御に関する部分が概略的に示されている。第4図において、エンジン5により駆動されるオイルポンプ50から得られる作動油圧は、油路91及び92を通じてレギュレータバルブ80に導かれ、レギュレータバルブ80により後述される如くにターピントルクに応じて調圧された後、油路93、マニュアルバルブ81、油路94、2-3シフトバルブ82、油路95、3-4クラッチコントロールバルブ83及び油路96を介して3-4クラッチ38に供給され

エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ54から得られる検出信号S<sub>n</sub>、車速を検出する車速センサ53から得られる検出信号S<sub>v</sub>及びシフトポジションセンサ55から得られるシフトレバー50のレンジ位置に応じた検出信号S<sub>s</sub>が供給されるとともに、図示されない油温センサから得られる作動油圧を生じさせる作動油の温度等の自動変速装置15の制御に必要な、他の検出信号S<sub>x</sub>も供給される。

コントロールユニット100は、これら各検出信号に基づいて駆動バルス信号C<sub>a</sub>、C<sub>b</sub>、C<sub>c</sub>及びC<sub>d</sub>を形成し、それらを油圧回路部30に内蔵された、上述の各種のクラッチ及びブレーキに供給される作動油圧を調圧する複数の油圧バルブの動作状態を変化させる1つのデューティソレノイドバルブ61、62、63及び64に夫々供給するとともに、開閉駆動信号C<sub>e</sub>及びC<sub>f</sub>を形成して、それらを油圧回路部30に内蔵された変速制御を行うための1-2シフトバルブ及び2-3シフトバルブの動作状態を切り換える1-2ソレノイドバルブ65及び2-3ソレノイドバルブ66

るとともに、油路97を通じてレデューシングバルブ85に導かれ、このレデューシングバルブ85により所定の圧力に減圧された後、油路98及び101を通じてレギュレータバルブ80に、また、油路98及び99を通じて3-4クラッチコントロールバルブ83にバイロット圧として供給される。レギュレータバルブ80及び3-4クラッチコントロールバルブ83に供給されるバイロット圧は、駆動バルス信号C<sub>d</sub>及びC<sub>b</sub>のバルス占有率に応じて開閉駆動するデューティソレノイドバルブ64及び62により調圧され、それによって、レギュレータバルブ80からマニュアルバルブ81に供給される作動油圧、及び、3-4クラッチコントロールバルブ83から3-4クラッチ38に供給される作動油圧が、夫々、変化せしめられる。また、2-3シフトバルブ82には、油路94から分岐する油路103を介してバイロット圧が供給されるようになされており、そのバイロット圧により2-3シフトバルブ82の動作状態が切り換えられる。2-3シフトバルブ82に対するバイロット圧の供給及び停止は、開閉駆

動信号C「が供給される2-3ソレノイドバルブ66により制御される。

上述の例におけるレギュレータバルブ80としては、第5図に詳細に示される如くのものが用いられている。第5図に示されるレギュレータバルブ80は、スプール105と、スリーブ106と、このスリーブ106内を滑動するスプール107と、スプール105とスリーブ106との間に介在せしめられたスプリング108とを有し、オイルポンプ50からの作動油圧が油路91及び92を介して供給されるポートaと、油路101を介してデューティソレノイドバルブ64により調圧されたバイロット圧が供給されるポートbと、油路93が接続されたポートcと、3つのドレーンポートd、e及びfと、オイルポンプ50からの作動油圧が油路91及び91aを介して供給されるポートgと、マニュアルバルブ81がRレンジ位置をとるとき、マニュアルバルブ81から油路102を介して作動油圧が供給されるポートhが設けられている。

斯かる構成を有するレギュレータバルブ80に

給すべく、まず、トルクコンバータ12のトルク伝達特性に基づいてトルクコンバータ12におけるターピントルクを算出する。

トルクコンバータ12のトルク伝達特性は、横軸にポンプ回転数に対応するエンジン回転数N<sub>e</sub>に対するターピン回転数N<sub>t</sub>の比(N<sub>t</sub>/N<sub>e</sub>)であらわされる速度比Eがとられ、縦軸にエンジン5の発生トルクに対応するポンプトルクT<sub>p</sub>に対するターピントルクT<sub>t</sub>の比(T<sub>t</sub>/T<sub>p</sub>)であらわされるトルク比Tがとられた第6図に示される如くの特性図上においては、トルク比Tが曲線9で示される如く、速度比Eが零のとき、従って、ターピンランナ18が停止している状態のとき最大値をとり、速度比Eが増大するに従ってその値が低下するものとなる。さらに、速度比Eが、例えば、0.8~0.9程度となるとき1となる状態となる。トルク比Tが1となった後には、速度比Eがさらに増大してもステータ13が空転して、トルクコンバータ12が流体駆動として機能する状態となり、トルク比Tはその値が略々に維持されることになる。

おいては、油路101を通じてポートbに供給されるバイロット圧が低下すると、スプール107が図で示される位置から左方へ移動し、それに伴ってスプール105も左方へ移動して、ポートaとポートbとが連通状態となり、オイルポンプ50から油路91及び92を通じてポートaに供給された作動油圧の一部がポートdを介してリザーバに排出される。そのため、ポートc及び油路93を介して3-4クラッチ38等の各クラッチ及びブレーキに供給される作動油圧が低下する。各クラッチ及びブレーキに供給される作動油圧が低下すると、エンジンに課せられるオイルポンプ50の駆動に伴われる負荷が減少する。従って、燃費の向上を図るために、各クラッチ及びブレーキを締結状態あるいは解放状態で保持するための作動油圧を、それらに不所望な滑りを生じさせない範囲内で可及的に小することが望まれる。

そのため、本例においては、各クラッチ及びブレーキに、それらを締結状態もしくは解放状態で滑りを生じさせることなく保持することができ、しかも、必要最小限のものとされた作動油圧を供

めた、横軸に速度比Eがとられ、縦軸にトルクコンバータ12の入力トルク、従って、エンジン5の発生トルクをポンプ回転数N<sub>t</sub>に対応するエンジン回転数N<sub>e</sub>の二乗で除した値とされる容量Kがとられた第6図に示される如くの特性図上においては、容量Kが、曲線9で示される如く、速度比Eが0.3~0.6となるとき最大値をとり、速度比Eが0.6より大きくなるとき低下し、速度比Eが約1となった後には零となる。

上述の如くのトルクコンバータ12におけるトルク伝達特性に基づき、コントロールユニット100は、ターピントルクT<sub>t</sub>を、式:T<sub>t</sub>=K×T<sub>t</sub>×(N<sub>t</sub>/1000)<sup>2</sup>(但し、K×T<sub>t</sub>及びN<sub>t</sub>は、夫々、速度比Eが値E<sub>x</sub>をとるときにおけるトルク容量K、トルク比T<sub>t</sub>及びエンジン回転数N<sub>e</sub>の値である。)を用いて算出する。

このようにして、ターピントルクT<sub>t</sub>を算出した後、コントロールユニット100は、ターピントルクT<sub>t</sub>に、要求される変速レンジ及び変速段を達成するために締結状態もしくは解放状態とされる1つもしくは複数のクラッチ及びブレーキの

仕様やそのときの変速比等が勘案されて設定される補正係数 $\alpha$ を乗じて、各クラッチ及びブレーキを締結状態もしくは解放状態で保持するために必要とされる最小の作動油圧を算出する。その場合、例えば、Dレンジにおける2速状態では、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33及び2-4ブレーキ36を締結状態で保持すべく、それらの仕様やそのときの変速比等に応じた補正係数 $\alpha$ が設定され、また、3速状態では、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33及び3-4クラッチ38を締結状態で保持するとともに2-4ブレーキ36を解放状態で保持すべく、それらの仕様やそのときの速度比等に応じた補正係数 $\alpha$ が設定されるが、各クラッチ及びブレーキの締結状態もしくは解放状態を保持するために必要とされる最小の作動油圧は、ターピントルクT<sub>1</sub>が大なる程大とされる。

そのため、コントロールユニット100は、ターピントルクT<sub>1</sub>が大であるときには、それが小であるときに比してデューティソレノイドバルブ64に供給する駆動バルス信号C<sub>d</sub>のパルス占有

率D<sub>P</sub>をターピントルクT<sub>1</sub>に応じたものにするだけでなく、斯かるパルス占有率D<sub>P</sub>を、エンジン回転数N<sub>e</sub>が高くなる程大なる補正値をもって低下させる補正を行うようになる。

一方、コントロールユニット100は、クラッチ及びブレーキの保合状態を切り換えて変速制御を行うにあたっても、それらに供給される作動油圧をターピントルクT<sub>1</sub>に応じて変化させようになれる。

以下、自動変速機15における変速レンジがDレンジにあるときにおける、2速から3速への切換え（以下、2-3シフトアップという）制御を例にとって、コントロールユニット100による変速制御を具体的に説明する。

シフトレバー56がDレンジ位置に操作されると、マニュアルバルブ81を介して油路93と油路94とが連通状態となり、2-3シフトバルブ82にレギュレータバルブ80によって調圧された作動油圧が供給される。

コントロールユニット100は、内蔵するメモリにマップ化されて記憶されているシフトバー

—4 クラッチコントロールバルブ 83 によって調圧された作動油圧が供給される。

斯かる際、コントロールユニット 100 は、3-4 クラッチ 38 に供給される作動油圧を 2-3 シフトアップ開始時点におけるターピントルク  $T_{\text{t}}$  に応じて変化させる制御を行う。即ち、コントロールユニット 100 は、ターピントルク  $T_{\text{t}}$  が大である程大なる目標作動油圧を設定し、この目標作動油圧に応じたバルス占有率を有する駆動バルス信号  $C_b$  を形成して、それをデューティソレノイドバルブ 62 に供給する。それにより、3-4 クラッチ 38 に供給される作動油圧  $P_x'$  は、例えば、第 8 図において実線で示される如くに、ターピントルク  $T_{\text{t}}$  が比較的小なるものとされる値  $T_1$  をとるときには 2-3 シフトアップ開始時点  $t_1$  においては零とされ、時点  $t_1$  から所定の期間  $H_{\text{v}}$  が経過する時点  $t_2$  においては値  $P_a$  とされ、時点  $t_2$  から所定の期間  $H_{\text{v}}$  において 3-4 クラッチ 38 が解放状態から締結状態とされる。そして、時点  $t_2$  から若干後においては、3-4 クラッチコントロールバルブ 83 が全開状

態とされるので、3-4 クラッチ 38 には、前述の如くにレギュレータバルブ 80 により調圧されて得られるターピントルク  $T_{\text{t}}$  に応じた作動油圧  $P$  しが供給されて、3-4 クラッチ 38 が、例えば、値  $P_c$  の作動油圧のもとで締結状態で保持される。

それに対し、ターピントルク  $T_{\text{t}}$  が比較的大なるものとされる値  $T_2$  をとるときには、3-4 クラッチ 38 に供給される作動油圧  $P_x'$  は、第 8 図において破線で示される如くに、時点  $t_1$  においては零とされ、時点  $t_1$  においては値  $P_a$  より大なる値  $P_b$  とされ、期間  $H_{\text{v}}$  において 3-4 クラッチ 38 が解放状態から締結状態とされる。そして、時点  $t_1$  においては値  $P_b$  より若干大なる値とされ、時点  $t_1$  から若干後においては、シギュレータバルブ 80 により調圧されて得られるターピントルク  $T_{\text{t}}$  に応じた値  $P_b$  とされて、3-4 クラッチ 38 が締結状態で保持される。

このように 3-4 クラッチ 38 に供給される作動油圧  $P_x'$  が、ターピントルク  $T_{\text{t}}$  に応じて変化せしめられることにより、3-4 クラッチ 38

が、それに供給される作動油圧  $P_x'$  の変化が比較的小なるものとされる期間  $H_{\text{v}}$  において解放状態から締結状態に移行せしめられるので、大なる変速ショックを伴うことなく、3-4 クラッチ 38 の変速動作を行うことができ、また、変速動作終了後においては、レギュレータバルブ 80 により調圧されて得られる、滑りが生じることのない必要最小限の作動油圧をもって 3-4 クラッチ 38 が締結状態に保持されるので、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小とすることができます、その結果、燃費の向上等が図られることになる。

上述の如くの制御を行うコントロールユニット 100 は、例えば、マイクロコンピュータが用いられて構成されるが、斯かる場合において、マイクロコンピュータが実行するデューティソレノイドバルブ 64 及び 62 の動作制御のためのプログラムの一例を第 9 図及び第 10 図のフローチャートを参照して説明する。

第 9 図のフローチャートで示されるプログラムにおいては、スタート後、プロセス 201 におい

て検出信号  $S_l$ 、 $S_s$  及び  $S_n$  を取り込み、焼くディシジョン 202 において、検出信号  $S_s$  に基づいてシフトレバー 56 が D レンジ、1 レンジ及び 2 レンジで構成される P レンジ位置にあるか否かを判断し、F レンジ位置にないと判断された場合には元に戻り、F レンジ位置にあると判断された場合には、プロセス 203 に進む。

プロセス 203 においては、検出信号  $S_l$  があらわすターピン回転数  $N_l$  及び検出信号  $S_n$  があらわすエンジン回転数  $N_e$  に基づいて、ターピントルク  $T_{\text{t}}$  を、前述の式、 $T_{\text{t}} = K_x \times T_{xx} \times (N_x / 1000)^2$  を用いて算出し、プロセス 204 において、プロセス 203 で算出されたターピントルク  $T_{\text{t}}$  に、締結もしくは解放状態にされるべき 1 もしくは複数のクラッチ及びブレーキの仕様やそのときの変速比等が勘案されて設定される補正値  $\alpha$  を乗じて、クラッチ及びブレーキに滑りを生じさせることなく、それらを締結状態もしくは解放状態で保持するために必要とされる最小の作動油圧  $T_P \alpha$  を算出する。次に、プロセス 205 において、プロセス 204 で算出された最小の作

動油圧  $T P \alpha$  を、検出信号  $S n$  があらわすエンジン回転数  $N e$  に応じて設定される減正値  $\delta$  を用いて補正し、補正作動油圧  $T P \alpha'$  を算出する。そして、続くプロセス 206において、プロセス 205で算出された補正作動油圧  $T P \alpha'$  に応じたバルス占有率を有する駆動バルス信号  $C d$  を形成して、それをデューティソレノイドバルブ 62 に供給して元に戻る。

また、第 10 図のフローチャートで示されるプログラムにおいては、スタート後、プロセス 211において検出信号  $S u$ ,  $S t$ ,  $S s$ ,  $S n$ ,  $S v$  及び  $S x$  を取り込み、続くディシジョン 212においては、検出信号  $S u$  及び  $S v$  に基づいて 2-3 シフトアップを行うべき条件が成立しているか否かを判断し、2-3 シフトアップを行うべき条件が成立していないと判断された場合には元に戻り、2-3 シフトアップを行うべき条件が成立していると判断された場合には、プロセス 213においてターピントルク  $T t$  を前述と同様にして算出し、プロセス 214においてターピントルク  $T t$  に応じた目標作動油圧  $T P x$  を設定してプロ

セス 215 に進む。プロセス 215においては、目標作動油圧  $T P x$  に応じたバルス占有率を有する駆動バルス信号  $C b$  を形成して、それをデューティソレノイドバルブ 62 に供給して元に戻る。

## (発明の効果)

以上の説明から明らかな如く、本発明に係る自動変速機の油圧制御装置は、摩擦係合要素に供給される作動油圧をターピンランナーの発生トルクに応じて変化させるようになされるので、大なる変速ショックを伴うことなく適正な変速動作を行うことができる。また、本発明に係る自動変速機の油圧制御装置によれば、摩擦係合要素をその係合状態が切り換えられた後の状態で保持する作動油圧を必要最小限のものにすることが可能となり、その結果、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小とすることができて、燃費の向上を図ることができる。

## 4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置を特許請求の範囲に対応して示す基本構成図、第 2 図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置

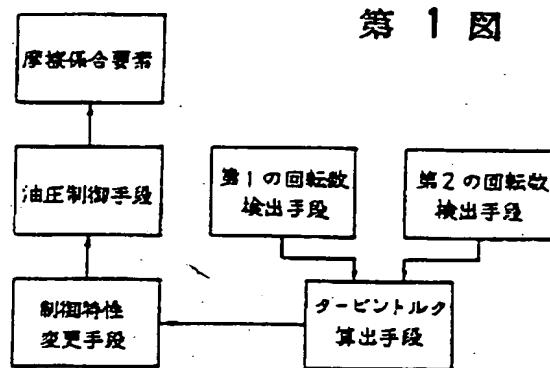
の一例をエンジンとともに示す概略構成図、第 3 図は第 2 図に示される例が適用された自動変速機の主要部を模式的に示す図、第 4 図は第 2 図に示される例の油圧回路部の一部を示す図、第 5 図は第 2 図に示される油圧回路部の主要部を示す図、第 6 図及び第 7 図は、夫々、第 2 図に示される例の動作説明に供される特性図、第 8 図は第 2 図に示される例の動作説明に供されるタイムチャート、第 9 図及び第 10 図は第 2 図に示される例のコントロールユニットにマイクロコンピュータが用いられた場合における、斯かるマイクロコンピュータが実行するプログラムの一例を示すフローチャート、第 11 図は従来の自動変速機の油圧制御装置の動作説明に供されるタイムチャートである。

図中、12 はトルクコンバータ、15 は自動変速機、18 はターピンランナ、20 は多段歯車式変速機構、36 は 2-4 ブレーキ、38 は 3-4 クラッチ、52 はターピン回転数センサ、54 はエンジン回転数センサ、62 はデューティソレノイドバルブ、66 は 2-3 ソレノイドバルブ、82 は 2-3 シフトバルブ、83 は 3-4 クラッチ

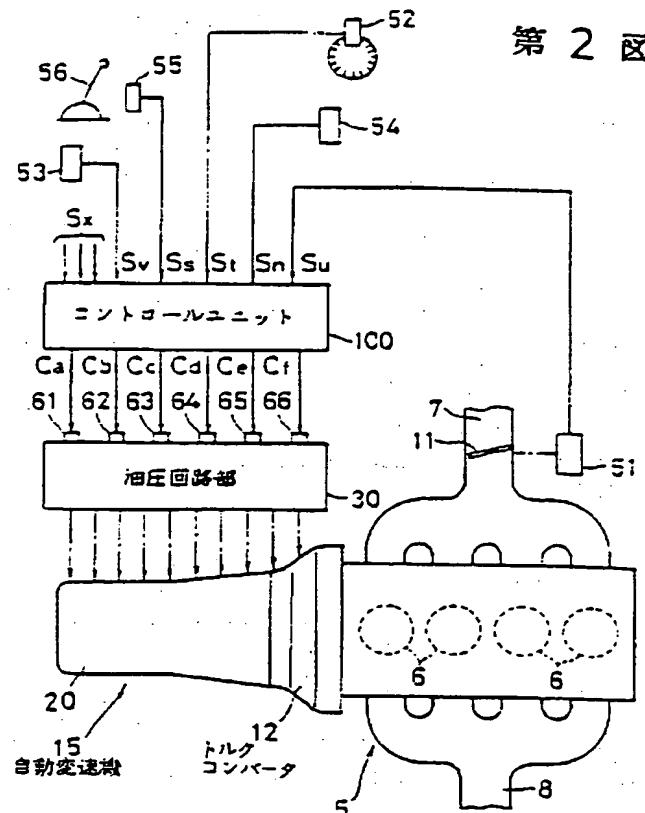
コントロールバルブ、100 はコントロールユニットである。

特許出願人 マツダ株式会社

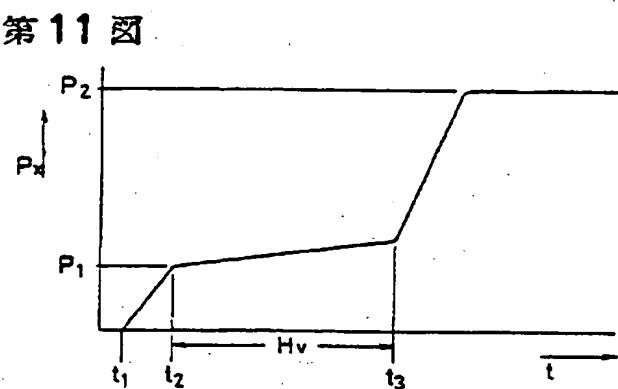
代理人 弁理士 神原貞昭



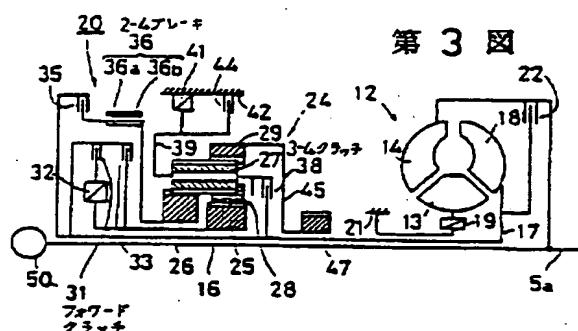
### 第 1 図



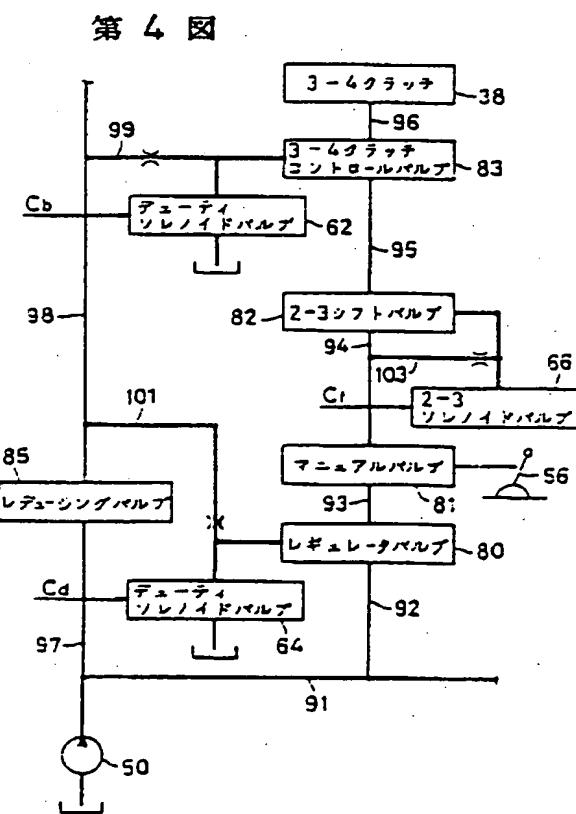
第 2 図



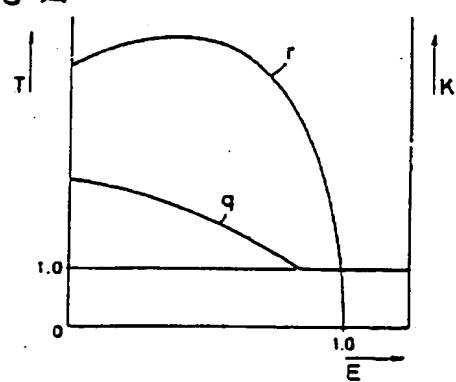
第11圖



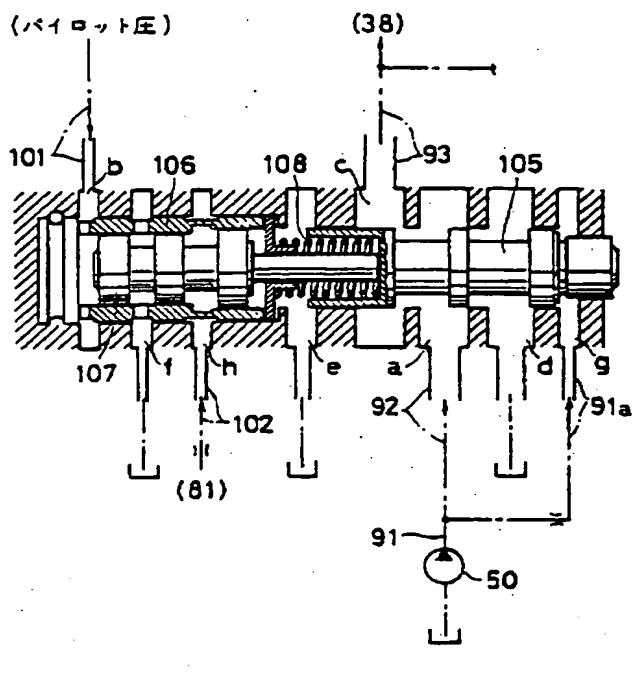
### 第3図



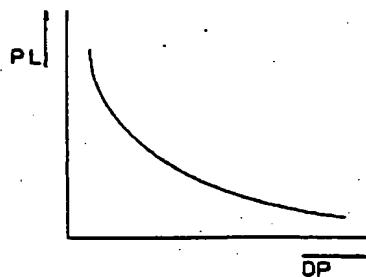
### 第 6 圖



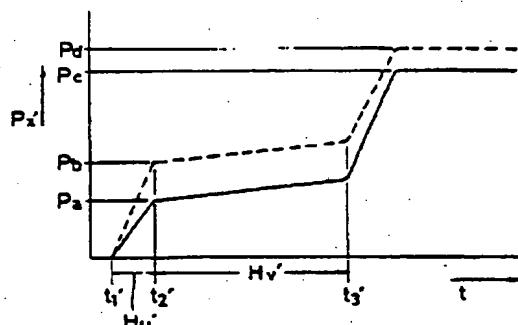
第5図



第7図

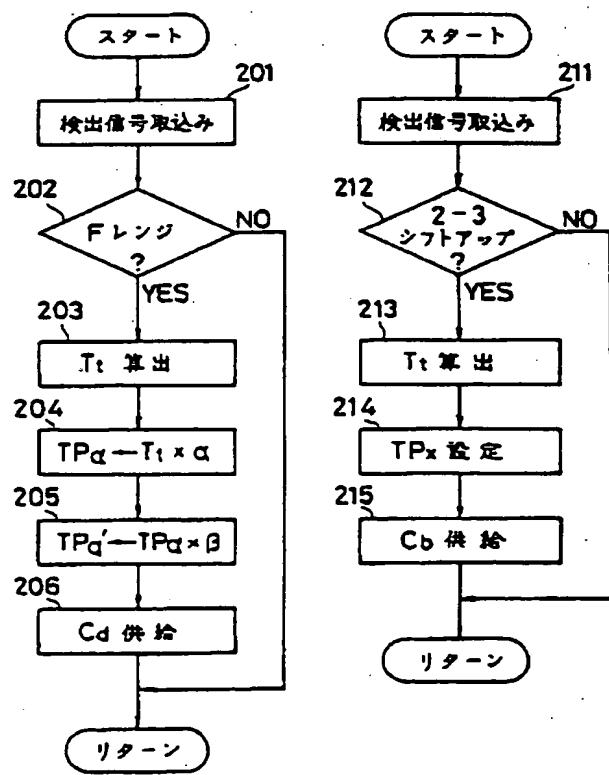


第8図



第9図

第10図



## 手続補正書

昭和63年10月13日

特許庁長官 吉田文政 殿  
(特許庁審判長)

## 1. 事件の表示

昭和62年特許願第214393号

## 2. 発明の名称

自動変速機の油圧制御装置

## 3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住所 広島県安芸郡府中町新地3番1号

名称 (J/3) マツダ株式会社

代表者 古田徳昌

## 4. 代理人

人 〒160 住所 東京都渋谷区渋谷1丁目8番6号(宮益坂STビル)

電話 東京(03) 498-3666

氏名 (8390)弁理士 神原貞昭

## 5. 補正命令の日付 自発 昭和 年 月 日

## 6. 補正により増加する発明の数 なし

## 7. 補正の対象

明細書の発明の詳細な説明の欄、及び、図面

## 8. 補正の内容

特許庁  
63.10.14  
底面第二類  
五味

- (1) 明細書中、第18頁1～3行「レデューシングバルブ85により」とあるを「リデューシングバルブ85により」に訂正する。
- (2) 同、第24頁9～10行「バルス占有率DP $\downarrow$ される。」とあるを「バルス占有率DPの値が大である程作動油圧PLの値が小なるものとされる。」に訂正する。
- (3) 図面中、第4図を別紙の通り補正する。

以 上

第4図

